

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 08-284977  
(43)Date of publication of application : 01.11.1996

(51)Int.Cl.

F16D 31/02

(21) Application number : 07-115234

(71)Applicant : HONDA MOTOR CO LTD

(22) Date of filing : 18.04.1995

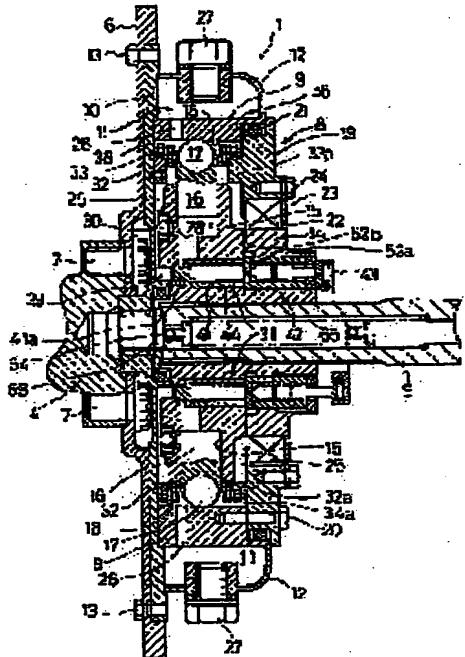
(72) Inventor : KIYONO TSUNEAKI

## (54) HYDRAULIC POWER TRANSMISSION DEVICE

**(57)Abstract:**

**PURPOSE:** To stabilize the performance of a hydraulic power transmission device provided between an input shaft to be driven by a drive power source and an output shaft to which the power is transmitted from the input shaft.

**CONSTITUTION:** A hydraulic power transmission device is provided with a cam member 8 which is integratedly rotated with an input shaft 4, a cylinder member which is integratedly rotated with an output shaft 5, and a piston member 16 which is reciprocatingly fitted to a piston chamber 15 provided on the cylinder member 14 and brought into slidable contact with a cam surface 18 of the cam member 8 through a rolling ball member 14, and the piston member 16 is reciprocated within the piston chamber 15 to discharge/suck the working oil through the relative rotation of the cam member 8 to the cylinder member 14. A hydraulic pressure setting means 31 to set the hydraulic pressure in the piston chamber 15 to the prescribed value is provided, and the condition of the relative rotation between the input shaft 4 and the output shaft 5 is changed according to the set pressure by the hydraulic pressure setting means.



## **LEGAL STATUS**

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平8-284977

(43) 公開日 平成8年(1996)11月1日

(51) Int.Cl.<sup>\*</sup>

識別記号 庁内整理番号

F I  
F 16D 31/02

技術表示箇所

(21)出願番号 特願平7-115234

(22)出願日 平成7年(1995)4月18日

(71)出願人 000005326

本田技研工業株式会社

東京都港区南青山二丁目1番1号

(72) 究明者 清野 恒昭

埼玉県和光市中央1丁

社本田技術研究所内

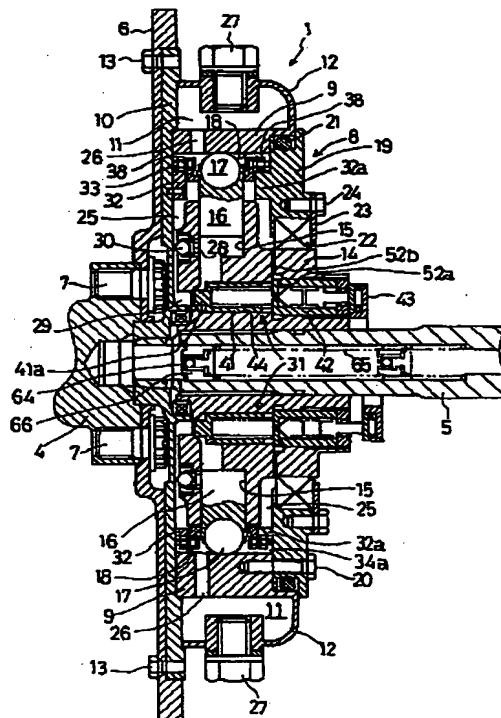
(74)代理人 弁理士 江原 望 (外2名)

(54) 【発明の名称】 油圧式動力伝達装置

(57) 【要約】

【目的】 動力源により駆動される入力軸4と該入力軸から動力が伝達される出力軸5との間に設けられる油圧式動力伝達装置1の性能を安定化させる。

【構成】 入力軸4と一体的に回転するカム部材8と、出力軸5と一体的に回転するシリンダ部材14と、シリンダ部材14に設けられたピストン室15に往復自在に嵌装され、カム部材8のカム面18に転動するボール部材17を介して摺接するピストン部材16とを備え、カム部材8とシリンダ部材14との相対回転によりピストン部材16がピストン室15内を往復運動して作動油を吐出、吸入する。ピストン室15内の油圧を所定値に設定する油圧設定手段31が設けられており、該油圧設定手段による設定圧力に応じて入力軸4と出力軸5間の相対回転状態が変化する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 動力源により駆動される入力要素と該入力要素から動力が伝達される出力要素との間に設けられる油圧式動力伝達装置であって、前記入、出力要素のうち一方の要素と一体的に回転するカム部材と、他方の要素と一体的に回転するシリンダ部材と、該シリンダ部材に設けられたピストン室に往復自在に嵌装され、前記カム部材のカム面に摺接する頭部を有するピストン部材とを備え、前記カム部材とシリンダ部材との相対回転により前記ピストン部材が前記ピストン室内を往復運動して作動油を吐出、吸入するようにしたものにおいて、前記ピストン部材の頭部に前記カム面に沿って転動するボール部材を回転可能に設けるとともに、前記ピストン室内の油圧を所定値に設定する油圧設定手段を設け、該油圧設定手段による設定圧力に応じて前記入力要素と前記出力要素間の相対回転状態を変化させるようにしたことを特徴とする油圧式動力伝達装置。

【請求項 2】 前記ピストン室への作動油吸入口および該ピストン室からの作動油排出口をそれぞれ前記シリンダ部材に設けた請求項 1 記載の油圧式動力伝達装置。

【請求項 3】 前記カム部材のカム面に平行なカムガイド面を有するカムガイド部材を該カム部材に隣接して設け、前記カムガイド面に沿って移動して前記ピストン部材を前記カム面に応じて往復運動するように案内するピストンガイド部材を前記ピストン部材に設けた請求項 1 記載の油圧式動力伝達装置。

【請求項 4】 前記カム部材と前記シリンダ部材との間に、前記ピストン室に連通可能で、作動油が充填されるシリンダ室を形成し、該シリンダ室に連通する作動油室を設け、該作動油室に前記シリンダ室の容量を調整する容量調整手段を設けた請求項 1 または 2 記載の油圧式動力伝達装置。

【請求項 5】 動力源により駆動される入力要素と該入力要素から動力が伝達される出力要素との間に設けられる油圧式動力伝達装置であって、前記入、出力要素のうち一方の要素と一体的に回転するカム部材と、他方の要素と一体的に回転するシリンダ部材と、該シリンダ部材に設けられたピストン室に往復自在に嵌装され、前記カム部材のカム面に摺接する頭部を有するピストン部材とを備え、前記カム部材とシリンダ部材との相対回転により前記ピストン部材が前記ピストン室内を往復運動して作動油を吐出、吸入するようにしたものにおいて、前記カム面に平行なカムガイド面を有するカムガイド部材を前記カム部材に隣接して設け、前記カムガイド面に沿って移動して前記ピストン部材を前記カム面に応じて往復運動するように案内するピストンガイド部材を、前記ピストン部材に設けたことを特徴とする油圧式動力伝達装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、動力源により駆動される入力要素と該入力要素から動力が伝達される出力要素との間に設けられ、両要素の相対回転によりトルク伝達用の油圧を生ずる油圧式動力伝達装置に関する。

## 【0002】

【従来技術】 このような油圧式動力伝達装置が例えば実開平2-27027号公報に示されているが、この装置は、アウトプットシャフトまたはインプットシャフトに連結され内部にカム面を有するカムリングと、該カムリング内に回転自在に収納されインプットシャフトまたはアウトプットシャフトに連結されたロータと、該ロータに形成した複数個のプランジャー室内に摺動自在に収納される複数個のプランジャーと、前記プランジャー室間を主通路を介して連通する吸入兼用吐出路とを有し、前記吸入兼用吐出路の開口部にオリフィスを有するバルブプレートが設けられている。

【0003】 この装置において、カムリングとロータとが相対的に回転すると、プランジャーはカムリングのカム面の凹凸に沿ってプランジャー室内を往復し、これによりプランジャー室の容積は膨張、収縮を繰返し、膨張時には流体が主通路からプランジャー室に吸入され、収縮時には流体がプランジャー室から主通路に吐出される。

【0004】 上記流体の吸入はバルブプレートが開くことにより抵抗なく行われるが、吐出時にはバルブプレートは閉じ、流体は該プレートに設けられたオリフィスを通じて吐出される。従ってこのオリフィスを通過する際に流動抵抗が生じ、これによりプランジャー室内に圧力が発生し、該圧力によりプランジャーがカムリングに押し付けられ、両者間に上記圧力に応じたトルクが生じ、該トルクによりカムリング側とロータ側との相対的回転が制限される。

【0005】かかる油圧式動力伝達装置は、四輪駆動車等の駆動力配分装置、左右輪の差動装置、差動制限装置等として用いられており、例えば実開平2-44125号公報等にも前記と同様な油圧式動力伝達装置が開示されている。

## 【0006】

【解決しようとする課題】 上記のように、従来の油圧式動力伝達装置においては、入出力軸間の相対回転を制限するために、オリフィスにおける流体の抵抗を利用してるので、該流体の流速（入出力軸の相対回転速度に応じて変化する）や温度等の影響を受け、相対回転制御の特性が一定にならないという問題がある。

【0007】 また、入出力軸間にトルクを伝達するには、プランジャー室内の油圧を保持すべく両軸間に常に相対回転を維持しておかなければならぬので、本発明を例えれば自動車のエンジンとトランスミッションの間のクラッチとして使用しようとする場合等に不具合である。

【0008】さらに、前記従来の装置においては、吐出行程にあるプランジャー室がオリフィスを介して主通路に連通し、プランジャー室内の圧力が直接主通路内に伝わらないので、主通路内のオイルを加圧して、吸入行程にあるプランジャー室への自圧による進入を可能にしてプランジャーを常にカム面に密着させるために、加圧用のピストンが設けられている。しかしこのようにすることにより装置が大型化している。

【0009】この代りに、プランジャーをスプリングによりカム面に押し付けて、プランジャーが常にカム面に追従できるようにして、膨張したプランジャー室に主通路内のオイルを吸入するようとしてもよいが、この場合にもスプリングを配置するためのスペースを要し、装置の大型化は免れず、またスプリングの押付け力によりプランジャー頭部とカムリング間の摺動抵抗が増大するという問題が生ずる。

【0010】

【課題を解決するための手段および作用】本発明は、このような事情に鑑みてなされたものであり、本発明においては、動力源により駆動される入力要素と該入力要素から動力が伝達される出力要素との間に設けられる油圧式動力伝達装置であって、前記入、出力要素のうち一方の要素と一体的に回転するカム部材と、他方の要素と一体的に回転するシリンダ部材と、該シリンダ部材に設けられたピストン室に往復自在に嵌装され、前記カム部材のカム面に摺接する頭部を有するピストン部材とを備え、前記カム部材とシリンダ部材との相対回転により前記ピストン部材が前記ピストン室内を往復運動して作動油を吐出、吸入するようにしたものにおいて、前記ピストン部材の頭部に前記カム面に沿って転動するボール部材を回転可能に設けるとともに、前記ピストン室内の油圧を所定値に設定する油圧設定手段を設け、該油圧設定手段による設定圧力に応じて前記入力要素と前記出力要素の相対回転状態を変化させるようにする。

【0011】本発明によれば、ピストン室内の油圧が、油圧設定手段により、温度等の条件に影響されることなく安定した一定の圧力値に積極的に制御され、これにより入、出力要素の相対回転を制限するトルクも安定した一定値に制御されるので、一定した良好な相対回転制御特性が得られる。

【0012】ピストン室内の油圧を、油圧設定手段により、入力要素と出力要素との間に動力伝達に必要な充分な伝達トルクが得られるような所定の高い圧力値と、両要素の相対回転を制限するトルクを生じないような低い圧力値とに設定可能とすれば、前記高い圧力値に設定した時には、通常の動力伝達状態では、入力要素と出力要素とが一体となって回転し、前記低い圧力値に設定した時には、両要素の相対回転が制限されず、回転する入力要素に対し出力要素は静止状態に保持されるので、この装置を例えばエンジンとトランスミッションとの間のク

ラッチとして使用することができる。この場合、発進時や変速時等に慣性力等により設定値以上の過大のトルクが入力されても、設定値以上のトルクは、入出力要素間に相対回転が生ずることによりカットされる。すなわちトルクリミット機能を有する。

【0013】なお、ピストン部材とカム部材は、カム面に沿って転動自在なボール部材を介して互いに摺接しているので、上記入出力要素間の相対回転は極めて円滑に行われる。

10 【0014】本発明によればまた、動力源により駆動される入力要素と該入力要素から動力が伝達される出力要素との間に設けられる油圧式動力伝達装置であって、前記入、出力要素のうち一方の要素と一体的に回転するカム部材と、他方の要素と一体的に回転するシリンダ部材と、該シリンダ部材に設けられたピストン室に往復自在に嵌装され、前記カム部材のカム面に摺接する頭部を有するピストン部材とを備え、前記カム部材とシリンダ部材との相対回転により前記ピストン部材が前記ピストン室内を往復運動して作動油を、吐出、吸入するようにしたものにおいて、前記カム面に平行なカムガイド面を有するカムガイド部材を前記カム部材に隣接して設け、前記カムガイド面に沿って移動して前記ピストン部材を前記カム面に応じて往復運動するように案内するピストンガイド部材を、前記ピストン部材に設けたことを特徴とする油圧式動力伝達装置が提供される。

20 【0015】この装置においては、ピストン部材のピストン室への押込み(吐出行程)はピストン部材をカム部材により押すことにより、ピストン部材のピストン室からの引戻し(吸入行程)はピストン部材をカムガイド部材を介してカムガイド面に沿って案内することにより行われ、ピストン部材がカム部材のカム面に良好に追従するので、作動油の吐出、吸入が順調に行われる。

30 【0016】かくして、吸入を支障なく行わせるために前述のような作動油を加圧する手段もしくはスプリングを設ける必要がないので、装置全体を小型化することが可能となり、またスプリングの押付け力によりピストン部材とカム部材のカム面との間の摺動抵抗が増大することができないので、これらの部品の耐久度が増すとともに、動力損失が減少する。

40 【0017】

【実施例】以下、自動車のエンジンとトランスミッションとの間に設けられるクラッチに本発明を適用した実施例について、本発明を説明する。

【0018】図1は本発明の一実施例である油圧式動力伝達装置1の縦断側面図で、図2はこの動力伝達装置1を右側から見た各種の断面で示した正面図である。なお、図2は図1に比し縮小した尺度で示してある。

【0019】本実施例の油圧式動力伝達装置1は、図5、6に示すように、自動車のエンジン2とトランスミッション3との間に介挿され、エンジン2からトラン

ミッション3への動力伝達を断接するクラッチとして使用されている。4は、エンジン2のクランクシャフトすなわちエンジン2の出力軸であるが、動力伝達装置1側から見れば入力要素である。従って以下4を入力軸と称する。同様に、5はトランスミッション3の入力軸であるが、動力伝達装置1側から見れば出力要素である。従って以下5を出力軸と称する。

【0020】入力軸4の端面に円板状のドライブプレート6がボルト7により一体に連結されており、このドライブプレート6にカム部材8が固定されている。カム部材8は、軸4、5と同心的に配設された円筒状のカムリング9と、該カムリング9の入力軸4側の端面部に固結された円板状の取付けプレート10と、カムリング9の外周側において該カムリング9の出力軸5側の端部と取付けプレート10の外周部分とを連結して円環状のオイルタンク11を形成するタンク壁12とから成り、円板状の取付けプレート10をドライブプレート6に沿わせてボルト13で締結することにより入力軸4に固定され、これと一体化的に回転する。

【0021】一方、出力軸5にはシリンダ部材14がスプライスを介して連結されており、カムリング9の内側で出力軸5と一緒に回転する。シリンダ部材14にはその周面に開口する複数のシリンダすなわちピストン室15が放射状に等間隔に設けられており、本実施例においては図2から分るように9個のピストン室15が互いに40度の角度をなして配設されている。各ピストン室15にはそれぞれピストン16が往復自在に嵌装されており、各ピストン16の頭部にはボール17がカシメ等により回転自在に取付けられている。

【0022】ボール17はカムリング9の内周面に形成されたカム面18に転動自在に摺接する。カム面18は図2に示すように、半径方向の凹凸を繰返しながら波状に周方向に延びており、本実施例においては、それぞれ90度の角を挟む4つの同一輪郭部分を互いに連続させて形成されている。

【0023】カムリング9の取付けプレート10と反対側の開口部分は、カムリング9とシリンダ部材14との間に配設されたカバー部材19により閉塞されている。カバー部材19はボルト20によりカムリング9に取り付けられ、かつカバー部材19とカムリング9との間はOリング21によりシールされている。さらにカバー部材19とシリンダ部材14との間もオイルシール22によってシールされている。23はボルト24によりカバー部材19に固定されたオイルシール押えである。

【0024】かくしてカムリング9の内側に、該カムリング9、シリンダ部材14、取付けプレート10およびカバー部材19により包囲された空間すなわちシリンダ室25が形成され、このシリンダ室25はカムリング9に設けられた連通口26を介して前記オイルタンク11に連通している。これらのシリンダ室25、オイルタンク11にはオイル

が充填されるが、シリンダ室25、オイルタンク11は完全な密閉構造をなしていないので、充填されたオイルは他の油圧回路とは切り離され、これ自体で独立の油圧システムを構成する。27はタンク壁12に着脱自在に螺着されたドレンボルトである。

【0025】各ピストン室15は吸入口28および吐出口29を介してシリンダ室25に通じており、吸入口28には吸入用一方向弁30が設けられ、吐出口29には油圧設定装置31が設けられている。入力軸4と出力軸5が相対的に回転すると、ボール17がカム面18に沿って摺動し、カム面18の形状に応じてピストン16がピストン室15内を往復運動する。ピストン16がピストン室15から抜け出す吸入行程時には吸入用一方向弁30が開いてシリンダ室25内のオイルが吸入口28を経てピストン室15に吸入されるが、続いて吐出行程になると吸入用一方向弁30は閉じ、一方、吐出口29はピストン室15内の圧力が設定圧に達するまでは油圧設定装置31により閉塞されているので、ピストン室15内のオイルは該設定圧まで加圧される。

【0026】ところで、吸入行程においてオイルが吸入口28を通じてピストン室15に吸入されるためには、ピストン室15が所定通り膨張することが必要で、このためにはボール17がカム面18から離れないようにしなければならない。しかし吸入行程においてはボール17をカム面18に押し付ける力は作用しないので、前述のように従来はスプリングによりボール17をカム面18に押し付けるようになっていた。これを克服するために本実施例においては次のような手段がとられている。

【0027】図1に示すように、カム部材8の取付けプレート10のシリンダ室25に面した側面にリング状のカムガイド部材32が固着されている。該カムガイド部材32の外周面はカムリング9のカム面18と相似の輪郭形状を有するカムガイド面33となっている。すなわち図2に示すように、カム面18とカムガイド面33とは互いに平行状態をなし、両者間に全周にわたって等巾のガイド溝34が形成されている。シリンダ室25の反対側においても、カバーパー部材19に同様なカムガイド部材32aが突設され、該カムガイド部材32aとカムリング9との間に同様なガイド溝34aが形成されている。

【0028】図3に示すように、頭部にカムフォロアとしてのボール17を回転自在に取付けたピストン16には、ピストンガイド部材35が軸線方向に摺動可能に嵌装されている。一方、ピストン16のボール17側の端部周面に環状にフランジ部分36が突設され、ピストンガイド部材35がこのフランジ部分36に係合することにより、ピストン16をピストンガイド部材35で支えることができるようになっている。

【0029】ピストンガイド部材35の直径上相対向する両端部にそれぞれ直立部片35a、35aが一体に形成されており、該直立部片35aにピン37が、ピストン16の径方

向外側へ突出させて取付けられている。そしてピン37の該突出部分にピストンガイドローラ38がクリップ39により軸線方向に固定されて取付けられている。ピストンガイドローラ38はペアリング40を内蔵し、ピン37に対して回転自在である。

【0030】このようにしてピストン16の頭部両側にピストンガイド部材35を介して設けられた各ピストンガイドローラ38は、図1に示すように、前記ガイド溝34およびガイド溝34aに嵌装され、ピストン16がシリンダ部材14とともにカム部材8に相対的に回転する時、前記カムガイド面33上を転動しながら、ガイド溝34, 34aに沿って走行する。

【0031】この間、ピストン16はピストン室15内で往復運動してオイルを吐出、吸入するが、ピストン16をボール17を介してカム面18により押圧してピストン室15内に押し込む吐出行程に次いで吸入行程に移り、カム面18がボール17から離れだしても、ピストンガイドローラ38がカム面18と平行なカムガイド面33に案内されることにより、ピストン16は依然としてカム面18に沿った動きをしてピストン16をピストン室15から引戻す。従ってピストン16は常にカム面18に良好に追従して、オイルの吐出、吸入が順調に行われる。

【0032】次に油圧設定装置31について説明する。油圧設定装置31は各ピストン室15に1つずつ設けられ、シリンダ部材14の半径方向内方部分に、それぞれ出力軸5に平行に、これを包囲するように配設されている。各油圧設定装置31は、主リリーフ弁41とパイロットリリーフ弁42とレリーズベアリング43とから成っている（図4, 5, 6参照）。

【0033】主リリーフ弁41は有底円筒状をなし、シリンダ部材14に穿設された案内孔44に摺動自在に嵌合されている。そして底部に突設された凸部41aにより、ピストン室15の前記吐出口29を閉塞する。主リリーフ弁41の内部は小孔45によりピストン室15に連通している。

【0034】パイロットリリーフ弁42は、主リリーフ弁41の背後においてシリンダ部材14に螺合固定された有底円筒状のケース部材46を有し、その底部外面と前記主リリーフ弁41の底部内面との間に介挿されたスプリング47を介して、主リリーフ弁41の凸部41aを吐出口29に押し付けている。ケース部材46の底部中央には小孔48が設けられ、円筒部分の内部には、該小孔48を開閉する弁体49と、該弁体49を小孔48にスプリング50を介して押し付けるリテナ51とが摺動可能に納められている。リテナ51の他端は、ケース部材46の開口部を閉鎖する端壁部片46aを摺動自在に貫通して外部に臨んでいる。ケース部材46の内部は該ケース部材46およびシリンダ部材14に設けられた油路52a, 52bを通じてシリンダ室25に連通している。

【0035】レリーズベアリング43は図4に示すような環状体で、リテナ51の突出端部に当接または取付けら

れてシリンダ部材14とともに回転可能な回転環板53と、後述するように適當な駆動部材に支持され回転的には静止している非回転環板54と両環板53, 54間に介挿されたニードルベアリング55とによって構成されている。レリーズベアリング43は、図1の上方および図5に示すようにリテナ51をケース部材46内に押し込む押込み位置と、図1の下方および図6に示すようにリテナ51をスプリング50によりケース部材46から突出させるリレーズ位置との2位置間で移動することができる。

10 【0036】ピストン16の吐出行程時、小孔45を通じてピストン室15に連通している案内孔44内の圧力はピストン室15内の圧力と等しいが、この圧力がスプリング50の力に打勝って弁体49が後退し小孔48を開くと、案内孔44内のオイルが小孔48, 油路52a, 52bを通ってシリンダ室25へ逃げるので、ピストン室15から小孔45を通って案内孔44へオイルの流れが生じ、これによってピストン室15と案内孔44との間に生ずる圧力差により主リリーフ弁41が移動して吐出口29を開く。かくしてピストン室15、案内孔44内の圧力が低下し、弁体49がスプリング50の力により再び小孔48を閉じると、ピストン室15と案内孔44が均圧化し、主リリーフ弁41はスプリング47の力により吐出口29を閉じる。

20 【0037】このようにして、吐出行程状態にあるピストン室15の内圧は、スプリング50により定まる所定の圧力値に設定される。ピストン16はこの圧力によりカム面18に押し付けられ、両者間に該圧力に応じたトルクの伝達を可能にする。そしてこの伝達可能なトルクが出力軸5側の抵抗トルクよりも大きければ、カム部材8とシリンダ部材14、すなわち入力軸4と出力軸5との間に相対回転は生じないで両者は一体となって回転するが、出力軸5側の抵抗トルクが上記伝達可能トルクを超えるれば、入力軸4と出力軸5との間に相対回転が生じ、過大なトルクが伝達されるのを防止する。

30 【0038】レリーズベアリング43が前記押込み位置に在る時には、スプリング50が圧縮され強いバネ力を弁体49に及ぼすので、ピストン室15は高い圧力に設定される。一方、レリーズベアリング43が前記レリーズ位置に在る時には、スプリング50が伸長し弁体49に及ぼすバネ力が小さくなり、ピストン室15は低い圧力に設定される。

40 【0039】従ってレリーズベアリング43を押込んだ時のピストン室15の設定圧力を、入力軸4から出力軸5へ充分なトルクを伝達できるような値に選定し、レリーズ位置におけるピストン室15の設定圧を、伝達可能トルクが出力軸5側の装置自体による抵抗トルクよりも小さくなるように充分低い値に選定しておけば、本動力伝達装置1を、例えばエンジンとトランスミッションとの間に設けられるクラッチとして使用することができる。

【0040】図7および図8は、自動車の動力伝達装置50 1とトランスミッション3との間にクラッチとして挿入

された動力伝達装置1を示す線図で、前述した動力伝達装置1の各部に対応する部分と同じ参照数字で示し、かつ動力伝達装置1内に隨時生ずるオイルの各流れを直線の油路として示してある。すなわち、複数のピストン室15とシリンダ室25との間に、適宜吸入用一方向弁30を備えた吸入口28および主リリーフ弁41を備えた吐出口29を通じてオイルが流通する。なお、56は自動車の車輪、57は車軸、58は差動装置である。

【0041】図7においては、レリーズベアリング43が、支点59のまわりに揺動するレバ一部材60の一端に係合しており、レバ一部材60が実線位置に在る時には前記レリーズ位置を占め、レバ一部材60が破線位置60'に揺動すると前記押込位置を占めるようになっている。レバ一部材60の他端には伸縮可能なシリンダ部材61が係合しており、図示していないクラッチペダルを操作することにより該クラッチから油圧信号aがシリンダ部材61に入力し、シリンダ部材61が伸長してレバ一部材60を破線位置に揺動させる。従ってクラッチの断接がクラッチペダルにより手動的に行われる。

【0042】図8においては、レリーズベアリング43はモータ62に駆動されて前記レリーズ位置と押込位置との間で往復運動を行う。モータ62は、エンジン2からの各種信号b、シフト位置信号c等に応じて電子制御ユニット63から発せられる駆動信号dによって作動し、かくしてクラッチの断接が自動車の運転状態に応じて自動的に行われる。

【0043】前記のように、油圧設定装置31によってピストン室15内部の圧力を直接コントロールすることにより、相対回転制限性能を安定化することができるが、さらに、各ピストン室15毎に油圧設定装置31を設けたことにより、これを構成する各弁部材を小型のものでまかなうことができ、かつ油圧設定装置31も全体として小型化する。

【0044】そして、このようにして小型化した油圧設定装置31を出力軸5の外側に環状に配置することにより、出力軸5の端部を入力軸4の端部に充分近接させて両軸を同一軸線上に配列し、出力軸5の内部をシリンダ室25に連通させ、ピストン室15とシリンダ室25間におけるオイルの吐出、吸入のアンバランスおよび貯溜オイルの熱膨張等による体積変化に対応するための容量調整用空間64としてある。

【0045】この容量調整用空間64は、出力軸5内に摺動自在に嵌装されスプリング65によって付勢された容量調整弁66により画成され、該容量調整弁66が出力軸5内を摺動することにより容量調整用空間64が拡大、縮小してオイルの体積変化等に応じた容積調整が行われ、シリンダ室25、オイルタンク11内のオイルに所定の圧力が維持される。

【0046】図9は本発明の他の実施例を示す図1と同様な図で、図1と同様な部分には同じ参照符号を付して

ある。前記実施例においては、各ピストン室15毎に油圧設定装置31が設けられていたが、本実施例においては、各ピストン室15の吐出行程時の圧力が共通の1つの油圧設定装置31によって設定されるようになっている。

【0047】このため、シリンダ部材14に各ピストン室15に吐出用一方向弁67を介して連通する環状の吐出室68が設けられており、該吐出室68が吐出口29を介してシリンダ室25に通じている。そしてこの吐出口29が油圧設定装置31により開閉されるようになっている。油圧設定装置31は前記実施例における油圧設定装置31より大型となるが、その構成は同じで、主リリーフ弁41、パイロットリリーフ弁42、レリーズベアリング43から成っている。各ピストン室15と吐出室68との間には吐出用一方向弁67が介在しているので、吸入行程にあるピストン室15の内圧が吐出行程にある他のピストン室15の内圧（設定圧力）に影響を及ぼすことはない。

【0048】各ピストン室15は必ずしも前記各実施例におけるように半径方向に指向させる必要はなく、出力軸5に平行に軸線方向に指向させて配設することも可能である。図10はこのような例を示す概略図で、出力軸5にこれと一体的に回転するようにスプライン結合されたシリンダ部材14に、各ピストン室15が出力軸5を取り巻いて軸線方向に配設されており、頭部にボール17を有するピストン16が各ピストン室15に往復可能に設けられている。

【0049】70は前記実施例のカム部材8に相対するカム部材で、シリンダ部材14との間に密閉されたシリンダ室25が形成されている。ピストン室15は吸入口28および吐出口29を通じてシリンダ室25に連通し、吸入口28には吸入用一方向弁30が設けられ、吐出口29は前記実施例と同様な油圧設定装置31の主リリーフ弁41によって開閉される。

【0050】カム部材70はリング状のカバー部材71と、該カバー部材71にその開口部を閉鎖するように配設固定された円板状のカム板72とを備え、カバー部材71を図示しない入力軸のドライブプレートにボルト締結することにより、入力軸に一体に固定されている。各ピストン16はカム板72に形成されたカム面73にボール17を介して摺接し、カム板72とシリンダ部材14とが相対的に回転すると、ピストン16はカム面73に案内されて往復運動し前記実施例と同様な作用をする。本実施例においてはカム面73は平坦な斜面に形成されているが、例えば波状の凹凸を繰り返しながら円周方向に延びる面とすることもできる。

#### 【0051】

【発明の効果】本発明によれば、動力源により駆動される入力要素と該入力要素から動力が伝達される出力要素との間に設けられ、両要素の相対回転により生ずる油圧に基づくトルクにより該相対回転を制限して動力を伝達する油圧式動力伝達装置において、一定した良好な相対

回転制御特性が得られる。また装置全体が小型化とともに、順調な作動が得られ、かつ部品の耐久度が増すとともに動力損失が減少する。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例である油圧式動力伝達装置の縦断側面図である。

【図2】図1の装置を同図の右側から見た各種の断面で示した縮小正面図である。

【図3】ピストンの一部を断面で示した側面図である。

【図4】レリーズペアリングの縦断側面図である。

【図5】押込み状態の油圧設定装置を示す拡大断面図である。

【図6】レリーズ状態の油圧設定装置を示す拡大断面図である。

【図7】同油圧式動力伝達装置を自動車のエンジンとトランスマッションとの間の手動クラッチとして使用した例を示す略図である。

【図8】同油圧式動力伝達装置を自動クラッチとして使用した例を示す図5と同様な略図である。

【図9】本発明の他の実施例を示す図1と同様な縦断側面図である。

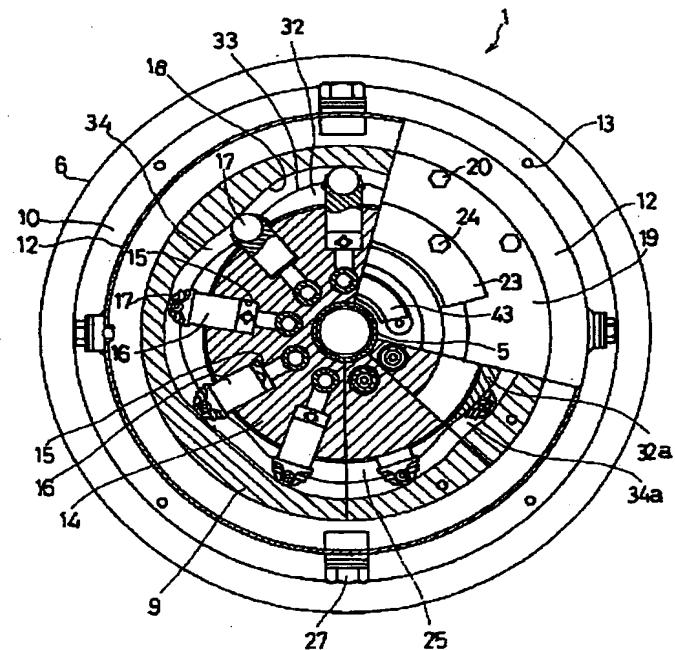
【図10】本発明のさらに他の実施例を示す要部縦断側面図である。

【符号の説明】

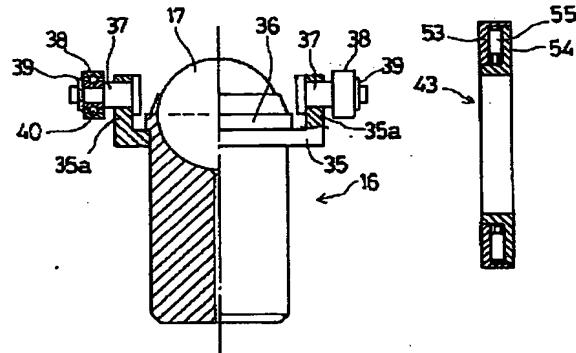
- 1 \* 動力伝達装置、2 エンジン、3 トランスマッショニ、4 入力軸、5 出力軸、6 ドライブプレート、7 ボルト、8 カム部材、9 カムリング、10 取付けプレート、11 オイルタンク、12 タンク壁、13 ボルト、14 シリンダ部材、15 ピストン室、16 ピストン、17 ポール、18 カム面、19 カバー部材、20 ボルト、21 Oリング、22 オイルシール、23 オイルシール押え、24 ボルト、25 シリンダ室、26 連通口、27 ドレンボルト、28 吸入口、29 吐出口、30 吸入用一方向弁、31 油圧設定装置、32 カムガイド部材、33 カムガイド面、34 ガイド溝、35 ピストンガイド部材、36 フランジ部分、37 ピン、38 ピストンガイドローラ、39 クリップ、40 ペアリング、41 主リリーフ弁、42 パイロットリリーフ弁、43 レリーズペアリング、44 案内孔、45 小孔、46 ケース部材、47 スプリング、48 小孔、49 弁体、50 ペアリング、51 リテナ、52 油路、53 回転環板、54 非回転環板、55 ニードルペアリング、56 車輪、57 車軸、58 差動装置、59 支点、60 レバーベ部材、61 シリンダ部材、62 モータ、63 電子制御ユニット、64 容量調整用空間、65 スプリング、66 容量調整弁、67 吐出用一方向弁、68 吐出室、70 カム部材、71 カバー部材、72 カム板、73 カム面。

\*

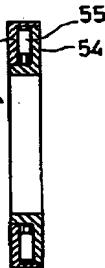
【図2】



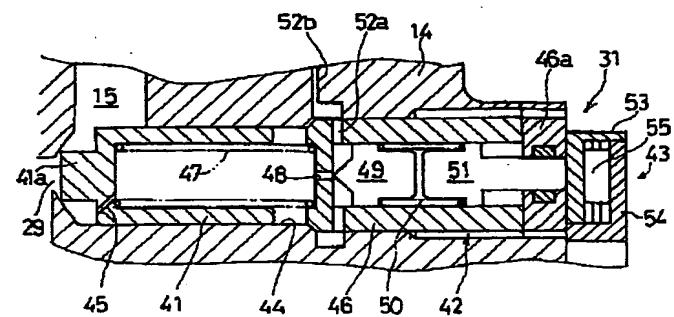
【図3】



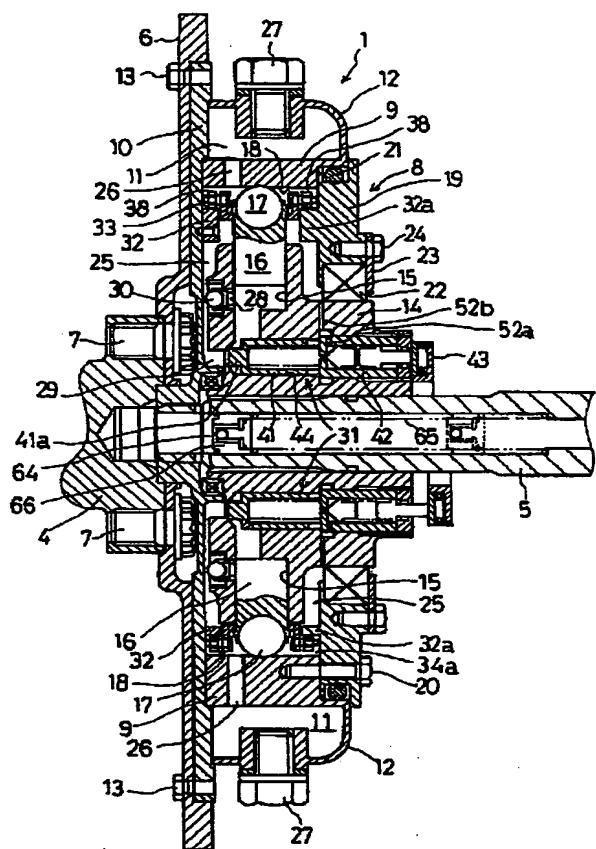
【図4】



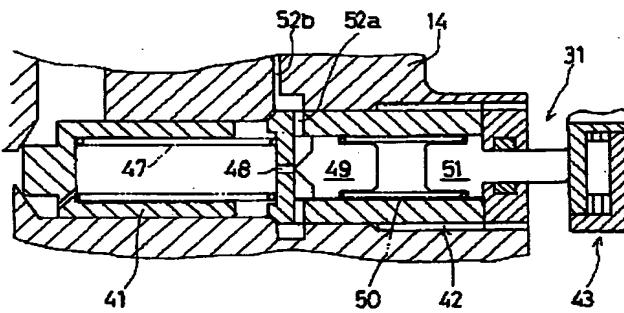
【図5】



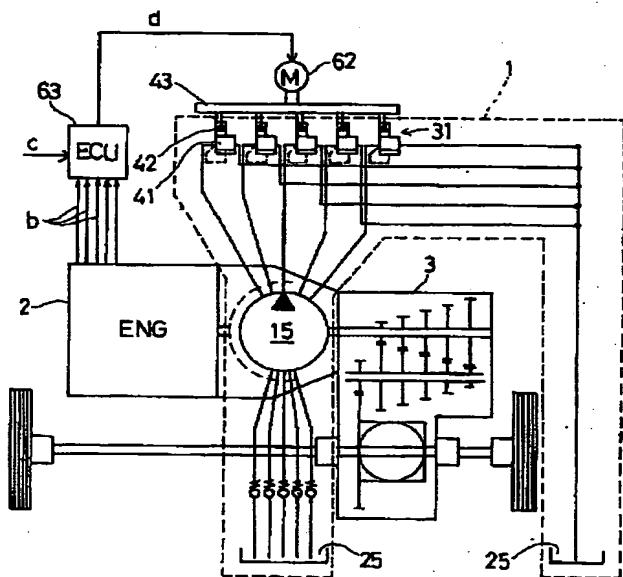
【図1】



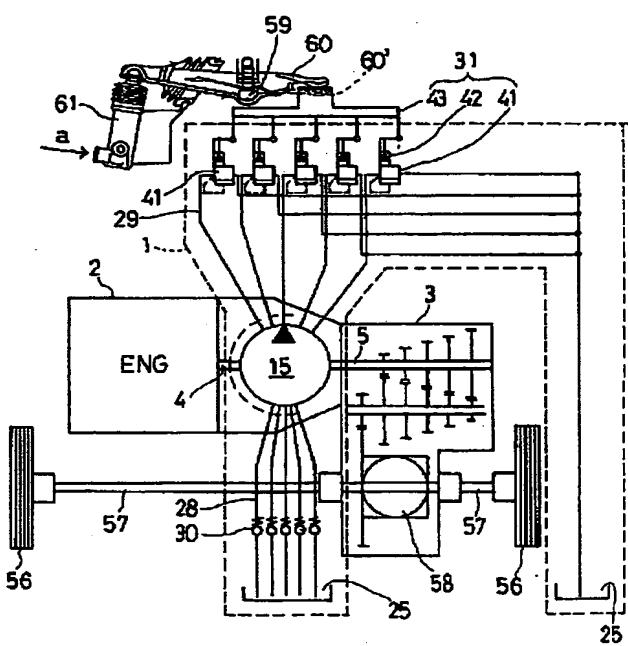
【図6】



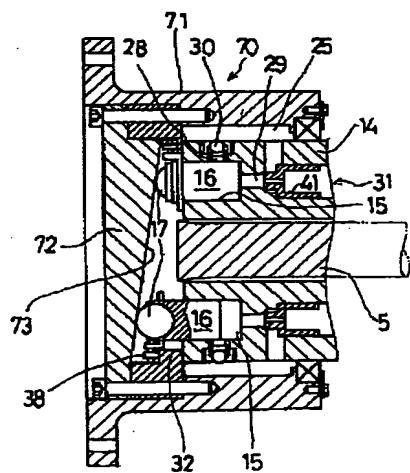
【図8】



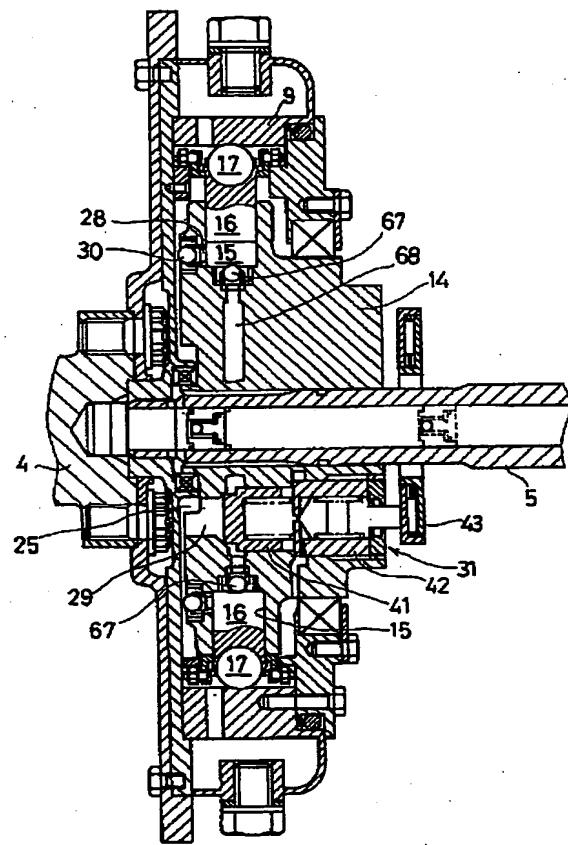
【図7】



【図10】



【図9】



Concise Explanation of JP 8-284977

From column 4, line 40 to column 9, line 48.

5

[0017]

[Embodiment] Here will be explained an embodiment in which the present invention is applied to a clutch arranged between an engine and a transmission of a vehicle.

[0018] Fig. 1 is a sectional side view showing a hydraulic power transmission device 1 as one example of the invention. Fig. 2 is a front view of a right side section of the hydraulic power transmission device 1. Fig. 2 is drawn with a smaller scale than Fig. 1.

[0019] As illustrated in Figs. 5 and 6, the hydraulic power transmission device 1 is interposed between an engine 2 and a transmission 3 of a vehicle, and used as a clutch carrying out and cutting off a power transmission from the engine 2 to the transmission 3. 4 is a crank shaft of the engine 2, i.e., an output shaft of the engine 2, however, it is also an input element of the power transmission device 1. For this reason, 4 will be called as an input shaft hereinafter. In a similar way, although 5 is an input of the transmission 3, this is also an output element of the power transmission device 1. Therefore, for the same reason, 5 will be called as an output shaft hereinafter.

[0020] A disc-shaped drive plate 6 is integrally connected with an end face of the input shaft 4 by a bolt 7, and a cam member 8 is fixed with the drive plate 6. The cam member 8 comprises a cylindrical cam ring 9 arranged concentrically with the shafts 4 and 5, a disc-shaped installation plate 10 fixed on an end face of the input shaft 4 side of the cam ring 9, and a tank wall 12 forming a circular oil tank by connecting an end portion of the output shaft 5 side of the cam

ring 9 and an outer circumference of the installation plate 10 at an outer circumferential side of the cam ring 9. The cam member 8 is fixed with the input shaft 4 by fastening the disc-shaped installation plate 10 by bolts 13 along the drive plate 6, and the cam member 8 rotates integrally with the input shaft 4.

5 [0021] On the other hand, a cylinder member 14 is connected the output shaft 5 through a spline, and cylinder member 14 rotates integrally with the output shaft 5 inside of the cam ring 9. A plurality of cylinder, i.e., a piston chamber 15 is formed an on a circumferential face of the cylinder member 14 in a radial pattern and at even intervals. As can be seen from Fig. 2, according to the  
10 embodiment, nine piston chambers are arranged at the point of every 40 degrees. A piston 16 is inserted in each piston chamber 15 in a reciprocatory movable manner, and a ball 17 is rotatably mounted on a top portion of each piston 16 by caulking or the like.

15 [0022] The ball 17 contacts rotatably with a cam face 18 formed on an inner circumferential face of the cam ring 9. As illustrated in Fig. 2, the cam face 18 has a wavy surface and extends in the circumferential direction. In this embodiment, four pieces of segments having an identical profile whose inner angle is 90° are combined to form the cam face 18.

20 [0023] An opening of the cam ring 9 on the opposite side to the installation plate 10 is closed by a cover member 19 arranged between the cam ring 9 and the cylinder member 14. The cover member 19 is fixed with the cam ring 9 by a bolt 20, and a clearance between the cover member 19 and the cam ring 9 is sealed by the O-ring 21. A clearance between the cover member 19 and the cylinder member 14 is also sealed by an oil seal 22. 23 is an oil seal retainer  
25 which is fixed with the cover member 19 by a bolt 24.

[0024] Thus, a space enclosed by the cam ring 9, the cylinder member 14,

the installation plate 10 and the cover member 19, i.e., a cylinder chamber 25 is formed inside of the cam ring 9. This cylinder chamber 25 is communicated with the oil tank 11 through a communicating hole 26 formed in the cam ring 9. Those cylinder chamber 25 and oil tank 11 are filled with the oil, but they have a 5 complete sealed structure. Therefore, the oil filled therein is separated from other hydraulic circuit and establishes an independent hydraulic system. 27 is a drain bolt detachably fixed with the tank wall 12.

[0025] Each piston chamber 15 is communicated with the cylinder chamber 25 through a suction inlet 28 and a discharging outlet 29. The suction 10 inlet 28 is provided with a suction one-way valve 30, and the discharging outlet 29 is provided with an oil pressure setting devise 31. When the input shaft 4 and the output shaft 5 rotates relatively, the ball 17 slides along the cam face 18, and the piston 16 reciprocates in the piston chamber 15 in accordance with a surface profile of the cam face 18. At a suction step in which the piston 16 comes out of 15 the piston chamber 15, the suction one-way valve 30 opens so that the oil in the cylinder chamber 25 is sucked into the piston chamber 15 via the suction inlet 28. Then, at a discharging step, the suction one-way valve 30 closes, and the discharging outlet 29 is closed by the oil pressure setting devise 31 until the pressure in the piston chamber 15 reaches a set pressure. Therefore, the oil in 20 the piston chamber 15 is pressurized to the set pressure.

[0026] In order to let the oil being sucked into the piston chamber 15 through the suction inlet 28 at the suction step, it is necessary to expand the piston chamber 15 to the predetermined value. For this purpose, it is necessary to have the ball 17 not to be detached from the cam face 18. However, at the 25 suction step, a force to push the ball 17 to the cam face 18 will not act. For this reason, in the conventional art, the ball 17 is pushed to the cam face 18 by a

spring, or the oil in the cylinder chamber 25 is pressurized in advance. This makes the device big. In order to solve such problem, the following means is employed in this embodiment.

[0027] As shown in Fig. 1, a ring shaped cam guide member 32 is fixed to  
5 a side face of the installation plate 10 of the cam member 8 facing to the cylinder  
chamber 25. An outer circumferential face of the cam guide member 32 is a cam  
guide face 33 having a profile similar to that of the cam face 18. Specifically, as  
shown in Fig. 2, the cam face 18 and the cam guide face 33 are in parallel with  
each other, and a guide groove 34 having a constant width is formed entire  
10 circumference therebetween. Also, a cam guide member 32a is formed on the  
cover member 19, and a guide groove 34a is formed between the cam guide  
member 32a and the cam ring 9.

[0028] As illustrated in Fig. 3, a piston 16 is provided with the rotatable  
ball 17 as a cam follower on its top portion. A piston guide member 35 is fitted  
15 slidably to the piston 16 in the axial direction. Meanwhile, a flange portion 36 is  
formed on a circumferential edge of the ball 17 side of the piston 16, and the  
piston 16 is supported by fitting the piston guide member 35 to the flange portion  
36.

[0029] An erecting piece 35a is integrally formed on both ends of the  
20 piston guide member 35 diametrically opposed to each other, and a pin 37 is  
mounted on the erecting piece 35a to protrude outwardly in a radial direction of  
the piston 16. Also, a piston guide roller 38 is fixed to the protruding portion pf  
the pin 37 in an axial direction by a clip 39. The piston guide roller 38 comprises  
a bearing 40 and rotatable around pin 37.

25 [0030] As shown in Fig. 1, each piston guide roller 38 thus arranged on  
both sides of the top portion of the piston 16 through the piston guide member 35

is fitted to the guide grooves 34 and 34a. When the piston 16 rotates together with the cylinder member 14 relatively to the cam member 8, the piston guide roller 38 runs along the guide grooves 34 and 34a while rolling on the cam guide face 33.

5 [0031] In this period, the piston 16 discharges and sucks the oil while reciprocating within the piston chamber 15, and the procedure shifts from a discharging step pushing the piston 16 into the piston chamber 15 by pushing the piston 16 by the cam face 18 through the ball 17, to a suction step. Even when the cam face moves away from the ball 17, since the piston guide roller 38 is guided by a cam guide face 38 in parallel with the cam face 18, the piston 16 is kept to move along the cam face 18 and turns back from the piston chamber 15. Therefore, the piston 16 preferably follows the cam face 18 at any time so that the oil can be discharged and sucked smoothly.

10 [0032] Next, the oil pressure setting devise 31 will be described hereinafter. The oil pressure setting devise 31 is provided to each piston chamber 15, and arranged on the radially inward side of the cylinder member 14 and in parallel with the output shaft 5. Each oil pressure setting devise 31 comprises a main relief valve 41, a pilot relief valve 42 and a release bearing 43 (Fig. 4, 5 and 6).

15 [0033] The main relief valve 41 has a bottomed-cylindrical shape, and fitted slidably into a guide hole 44 formed on the cylinder member 14. A convex portion formed on the bottom portion covers the discharging outlet 29 of the piston chamber 15. A small hole 45 in the main relief valve 41 is communicated with the piston chamber 15.

20 [0034] The pilot relief valve 42 has a bottomed-cylindrical case member 46 which is fixed to the cylinder member 14 in the back of the main relief valve 41.

The pilot relief valve 42 pushes the convex portion 41a of the main relief valve 41 to the discharging outlet 29 through the spring 47 interposed between the outer face of the bottom portion and the inner face of the main relief valve 41. There is formed a small hole 48 in the center of the bottom portion of the case member 46. A valve body 49 opening/closing the small hole 48, and a retainer 51 pushing the valve body 49 to the small hole 48 through a spring 50 are accommodated in the cylindrical portion in a slidable manner. An other end portion of the retainer 51 penetrates an end wall piece 46a closing the opening of the case member 46 and faces to the outside. The inner portion of the case member 46 is communicated with the cylinder chamber 25 through oil passages 52a and 52b formed in the case member 46 and the cylinder member 14.

[0035] As illustrated in Fig4, the release bearing 43 has a circular body, and comprises: a rotating circular plate 53, which is mounted or abuts on the protruding end portion of the retainer 51, and which can rotate together with the cylinder member 14; and a needle bearing 55 interposed between a non-rotating circular plate 54 and both of circular plates 53 and 54. As explained hereafter, the non-rotating circular plate 54 is held by an appropriate driving member and it does not rotate. The release bearing 43 is capable of moving between the position shown in the upper part of Fig. 1 and Fig. 5 where the retainer 51 is pushed into the case member 46, and the releasing position shown in the lower part of Fig. 1 and Fig. 6 where the retainer 51 is protruded from the case member 46 by the spring 50.

[0036] At the discharging step of the piston 16, the pressure in the guide hole 44 communicating with the piston chamber 15 through the small hole 45 is equal to the pressure in the piston chamber 15. When this pressure overwhelms the elastic force of the spring 50 so that the valve body 49 is moved backwardly to

open the small hole 48, the oil in the guide hole 44 flows to the cylinder chamber 25 via the small hole 48, and the oil passages 52a and 52b. Therefore, the oil flows from the piston chamber 15 to the guide hole 44 through the small hole 45, and the main relief valve 41 is moved to open the discharging outlet 29 by the pressure difference between the piston chamber 15 and the guide hole 44.

When the pressures in the cylinder chamber 15 and in the guide hole 44 are thus lowered so that the valve body 49 closes the small hole 48 by the elastic force of the spring 50, the pressures in the piston chamber 15 and the guide hole 44 are equalized so that the main relief valve 41 closes the discharging outlet 29 by the elastic force of the spring 47.

[0037] Thus, at the discharging step, the inner pressure of the piston chamber 15 set to a predetermined value determined by the spring 50. The piston 16 is pushed to the cam face 18 by this pressure, and the torque according to said pressure can be transmitted between the piston 16 and the cam face 18.

If this transmittable torque is larger than a resistance torque of the output shaft 5 side, the cam member 8 and the cylinder member 14, i.e., the input shaft 4 and the output shaft 5 do not rotate relatively but rotates integrally. In contrast, if the resistance torque of the output shaft 5 side exceeds said transmittable torque, the input shaft 4 and the output shaft 5 rotate relatively to prevent from transmitting the torque excessively.

[0038] When the relief bearing 43 is at the aforementioned position where the retainer 51 is pushed into the case member 46, the spring 50 is compressed so that it applies a strong elastic force to the valve body 49. As a result, the piston chamber 15 is set to a high pressure. On the other hand, when the relief bearing 43 is at the relief position, the spring 50 is elongated so that the elastic force applied to the valve body 49 is weakened. As a result, the piston

chamber 15 is set to a low pressure.

[0039] Therefore, given that the pressure of the piston chamber 15 for the case of pushing the release bearing 43 is set to a value which can transmit the torque sufficiently from the input shaft 4 to the output shaft 5, and that the 5 pressure of the piston chamber 15 for the case in which the release bearing 43 is at the release position is set to a sufficiently small value in which a transmittable torque is smaller than a resistance torque by the device itself on the output shaft 5 side, it is possible to use the hydraulic power transmission device 1 as a clutch arranged e.g., between an engine and a transmission.

10 [0040] Figs. 7 and 8 are diagrammatic drawings showing the hydraulic power transmission device 1 used as a clutch and interposed between the hydraulic power transmission device 1 and the transmission 3. In Figs. 7 and 8, each part of the hydraulic power transmission device 1 is allotted a referential numeral and each oil flow in the hydraulic power transmission device 1 is illustrated as a straight line. Specifically, the oil flows between a plurality of the piston chambers 15 and the cylinder chambers 25, through the suction inlet 28 having a suction one-way valve 30 and the discharging outlet 29 having a main relief valve 41. Here, 56 represents a wheel of the vehicle, 57 represents an 15 axle, and 58 represents a differential mechanism.

20 [0041] In Fig. 7, the release bearing 43 engages with a one end of the lever member 60 oscillating around a supporting point 59. The release bearing 43 occupies the release position when the lever member 60 is positioned on the solid line, and occupies the aforementioned position where the retainer 51 is pushed into the case member 46 when the lever member 60 is positioned on the 25 broken line 60'. The cylinder member 61 capable of elongating and contracting engages with an other end of the lever member 60. Therefore, a hydraulic signal

a is inputted to the cylinder member 61 from the clutch by operating a not shown clutch pedal, and the cylinder member 61 is elongated to move the lever member 60 to the position illustrated by the broken line. For this reason, connection and disconnection of the clutch is carried out manually by the clutch pedal.

5 [0042] In Fig. 8, the release bearing 43 is driven by the motor 62 to reciprocate between the release position and the position where the retainer 51 is pushed into the case member 46. The motor 62 is operated by a driving signal d in accordance with a various signals b from the engine 2, a shift position signal c and so on. Thus, the clutch is connected and disconnected automatically in  
10 accordance with the driving condition of the vehicle.

15 [0043] As explained above, the relative rotation limiting performance can be stabilized by controlling the pressure in the piston chamber 15 directly by the oil pressure setting devise 31. In addition, the oil pressure setting devise 31 is provided to the individual piston chamber 15 so that each valve member can be downsized and that the oil pressure setting devise 31 itself can also be downsized.

20 [0044] Further, there is formed a capacity regulating space 64 for coping with an imbalance of discharging and suction of the oil between the piston chamber 15 and the cylinder chamber 25 and coping with a change in a volume of the reserved oil resulting from thermal expansion. The capacity regulating space 64 is formed by arranging the oil pressure setting devise 31 thus downsized outside of the output shaft 5 in a circular manner, so as to arrange the end portions of the output shaft 5 and the input shaft 4 sufficiently close to each other on a common axis, and to communicate the inside of the output shaft 5 with the cylinder chamber 25.

25 [0045] This capacity regulating space 64 is arranged in the output shaft 5 in a slidable manner and defined by a capacity regulating valve 66 energized by

the spring 65. The capacity regulating space 64 is enlarged and contracted by a slide movement of the capacity regulating valve 66 in the output shaft 5 so as to regulate the capacity according to a change in the volume of the oil. Therefore, the oil in the cylinder chamber 25 and in the oil tank 11 is kept to the  
5 predetermined pressure.

(7)

11

回転制御特性が得られる。また装置全体が小型化するとともに、順調な作動が得られ、かつ部品の耐久度が増すとともに動力損失が減少する。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例である油圧式動力伝達装置の縦断側面図である。

【図2】図1の装置を同図の右側から見た各種の断面で示した縮小正面図である。

【図3】ピストンの一部を断面で示した側面図である。

【図4】レリーズペアリングの縦断側面図である。

【図5】押込み状態の油圧設定装置を示す拡大断面図である。

【図6】レリーズ状態の油圧設定装置を示す拡大断面図である。

【図7】同油圧式動力伝達装置を自動車のエンジンとトランスマッシャーとの間の手動クラッチとして使用した例を示す略図である。

【図8】同油圧式動力伝達装置を自動クラッチとして使用した例を示す図5と同様な略図である。

【図9】本発明の他の実施例を示す図1と同様な縦断側面図である。

【図10】本発明のさらに他の実施例を示す要部縦断側面図である。

【符号の説明】

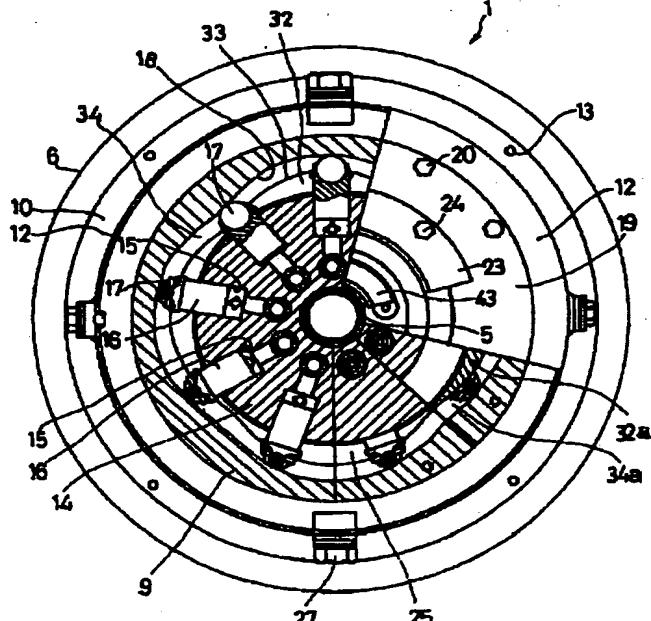
- \* 1…動力伝達装置、2…エンジン、3…トランスマッシャー、4…入力軸、5…出力軸、6…ドライブプレート、7…ボルト、8…カム部材、9…カムリング、10…取付けプレート、11…オイルタンク、12…タンク壁、13…ボルト、14…シリンダ部材、15…ピストン室、16…ピストン、17…ボール、18…カム面、19…カバー部材、20…ボルト、21…Oリング、22…オイルシール、23…オイルシール押え、24…ボルト、25…シリンダ室、26…連通口、27…ドレンボルト、28…吸入口、29…吐出口、30…吸入用一方向弁、31…油圧設定装置、32…カムガイド部材、33…カムガイド面、34…ガイド溝、35…ピストンガイド部材、36…フランジ部分、37…ピン、38…ピストンガイドローラ、39…クリップ、40…ペアリング、41…主リリーフ弁、42…パイロットリリーフ弁、43…レリーズペアリング、44…案内孔、45…小孔、46…ケース部材、47…スプリング、48…小孔、49…弁体、50…ペアリング、51…リテナー、52…油路、53…回転環板、54…非回転環板、55…ニードルペアリング、56…車輪、57…車軸、58…差動装置、59…支点、60…レバー部材、61…シリンダ部材、62…モータ、63…電子制御ユニット、64…容量調整用空間、65…スプリング、66…容量調整弁、67…吐出用一方向弁、68…吐出室、70…カム部材、71…カバー部材、72…カム板、73…カム面。

10

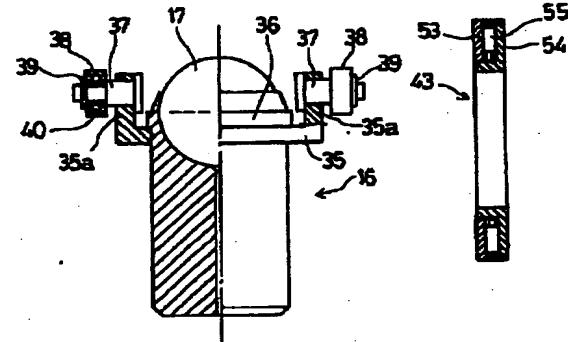
20

20

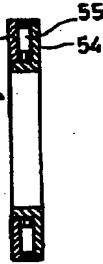
【Fig. 2】



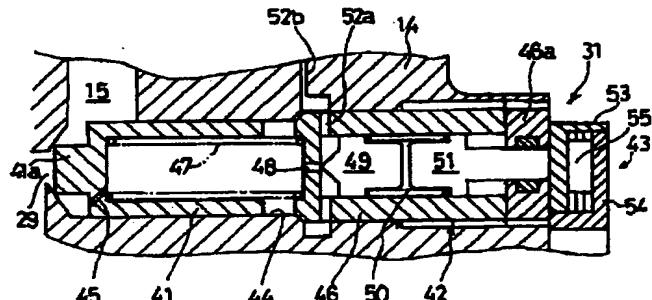
【Fig. 3】



【Fig. 4】

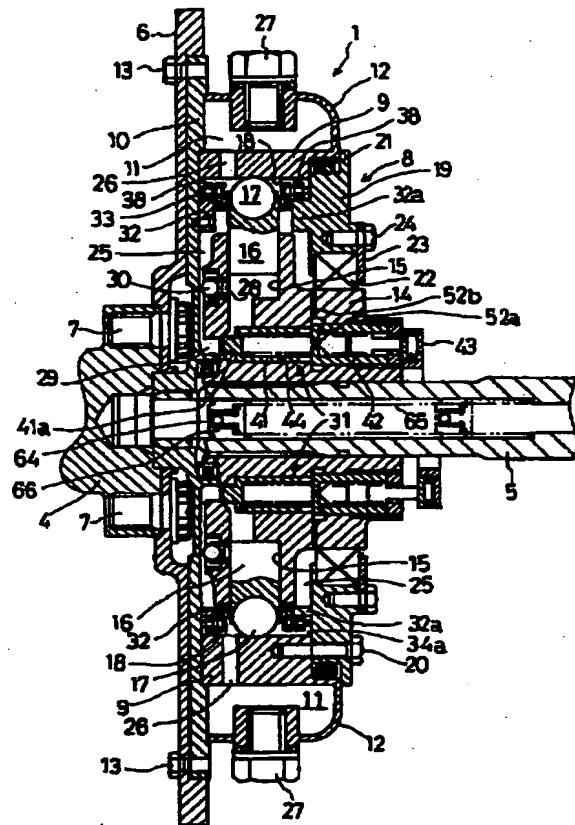


【Fig. 5】

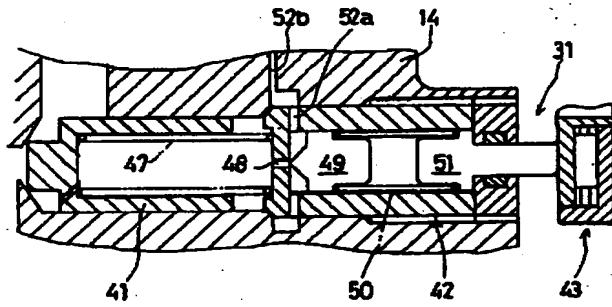


(8)

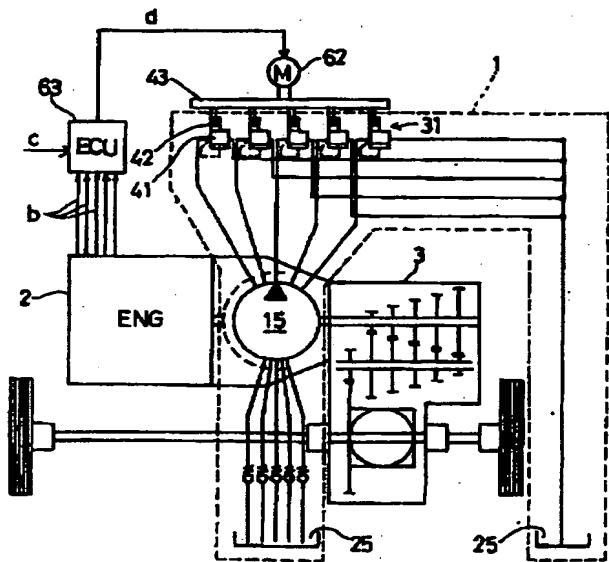
[ Fig. 1 ]



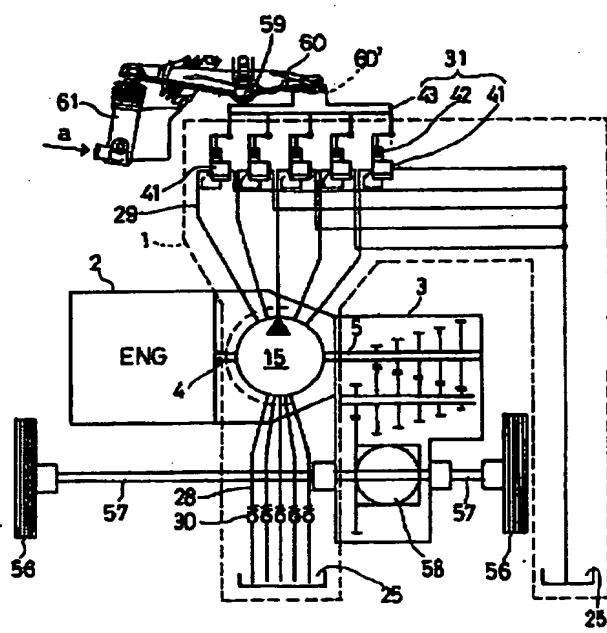
[Fig. 6]



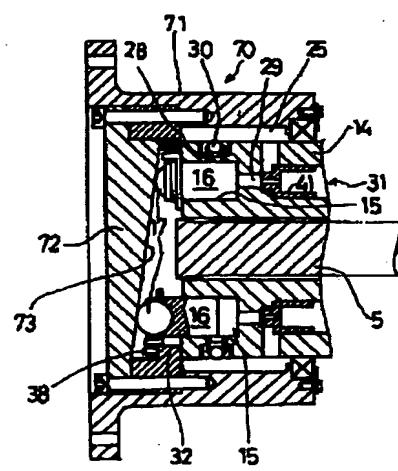
[ Fig. 8 ]



[ Fig. 7 ]



[ Fig. 10 ]



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

**BLACK BORDERS**

**IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**

**FADED TEXT OR DRAWING**

**BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**

**SKEWED/SLANTED IMAGES**

**COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**

**GRAY SCALE DOCUMENTS**

**LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**

**REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**

**OTHER:** \_\_\_\_\_

## **IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**